

⑫ 公開特許公報(A) 平4-39443

⑤ Int. Cl.⁵F 16 F 15/30
15/26
F 16 H 1/20

識別記号

G 9030-3 J
A 9030-3 J
8009-3 J

庁内整理番号

④ 公開 平成4年(1992)2月10日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)

⑥ 発明の名称 内燃機関のフライホイール装置

⑦ 特 願 平2-145416

⑧ 出 願 平2(1990)6月5日

⑨ 発 明 者 加 納 昭 一 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑩ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑪ 代 理 人 弁理士 青 木 朗 外4名

明 細 書

1. 発明の名称

内燃機関のフライホイール装置

2. 特許請求の範囲

内燃機関のクランク軸に直結される正回転フライホイールと、前記クランク軸に取付けられて逆回転フライホイールを駆動する駆動歯車と、前記駆動歯車と歯合して逆回転する歯車と、前記クランク軸から所定の距離だけ離れた位置でそれ自体が前記内燃機関の本体に支持されると共に、前記逆回転する歯車を回転可能に支承する回転軸と、前記逆回転する歯車により前記正回転フライホイールとは反対の方向に回転駆動され、前記クランク軸からみて前記正回転フライホイールと角運動量の大きさが同じで符号が反対になるように設定された逆回転フライホイールとを備えていることを特徴とする内燃機関のフライホイール装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は内燃機関に使用され、クランク軸まわ

りの機関本体のロール振動を低減するフライホイール装置に関するものである。

〔従来の技術〕

内燃機関は、たとえ多気筒のものであっても、気筒内の爆発によるクランク軸の駆動が間欠的に生じるので、クランク軸は例えば4サイクルの4気筒機関で、毎秒30～300回程度の加速と減速を繰返していることになる。これによって、負荷のかかったクランク軸及び被駆動軸には回転変動すなわち回転速度の変動が発生するので、それを低減させて回転を円滑にするために、クランク軸にはフライホイールが付設される。そして自動車用内燃機関では、一般にフライホイールがスタータ用のリングギヤを兼ねていることが多い。しかしフライホイールを設けてクランク軸の回転変動を低減させても、気筒内の爆発によりクランク軸を駆動する時に反作用として、機関本体に作用するクランク軸を中心とするロール振動の強制力は低減されない。

内燃機関におけるクランク軸を中心とする機関本体のロール振動の強制力は、クランク軸の回転変動の反作用によるものとしてとらえることができる。ただし、具体的に機関本体にどのように力が作用するのかということについては、次のように考えることができる。(ここでは爆発圧力による回転変動に注目する。)爆発行程においてピストンとシリンダ壁との間に作用する側圧力(サイドスラスト)がある。ピストンの移動によってピストンピンとクランク軸中心との距離は変化するが、この距離をモーメントの腕としたピストンの側圧力によるモーメントが機関本体を倒し、クランク軸のまわりに回転させようとする作用をする。このモーメントが各気筒の爆発のつど間欠的に生じるために、機関本体がマウント上でクランク軸を中心とするロール振動を強制されるのである。

クランク軸の回転変動の強制力も、ピストンの側圧力によるローリングモーメントも、もとは同じ内燃機関の間欠的な爆発により発生するものであるから周期及び大きさが一致している。以上の

他に更に他の原因、たとえばピストンの往復運動やコネクティングロッドの揺動運動等に起因する加振力が加わって、機関本体にクランク軸まわりの大きなロール振動を発生させることがある。

内燃機関のロール振動を低減させるための手段は、昔から色々と研究されて来たが、比較的新しいものとしては実開昭62-49040号公報に記載されたものがある。

この従来技術においては、クランク軸に対して等速の逆回転をするバランス軸を平行に軸支し、該バランス軸に偏心したバランスウェイトを取付けて、前記の機関本体のロール振動を軽減させることを意図している。

〔発明が解決しようとする課題〕

内燃機関本体のロール振動は、基本的には爆発圧力によるものが主であり、負荷によって爆発圧力は変化するから、ロール振動の大きさも変化する。

前述の従来技術も、ロール振動の軽減効果はあ

るが、バランスウェイトによる力は回転数の2乗に比例して定まるものであり、爆発圧力の値とは直接関係しないため、色々な運転条件に対して常にロール振動の消去を期待することはできない。

本発明は、これらの従来技術と異なり、機関本体にロール振動を発生させる多くの原因のうち、特に爆発圧力によるものに対して効果がある対策を講じることを解決課題としている。

〔課題を解決するための手段〕

本発明は前記の課題を解決するための手段として、内燃機関のクランク軸に直結される正回転フライホイールと、前記クランク軸に取付けられて逆回転フライホイールを駆動する駆動歯車と、前記駆動歯車と歯合して逆回転する歯車と、前記クランク軸から所定の距離だけ離れた位置でそれ自体が前記内燃機関の本体に支持されると共に、前記逆回転する歯車を回転可能に支承する回転軸と、前記逆回転する歯車により前記正回転フライホイールとは反対の方向に回転駆動され、前記クラン

ク軸からみて前記正回転フライホイールと角運動量の大きさが同じで符号が反対になるように設定された逆回転フライホイールとを備えていることを特徴とする内燃機関のフライホイール装置を提供する。

〔作 用〕

正回転フライホイールはクランク軸の回転変動を低減させる効果をもつが、内燃機関本体のロール振動を抑制することはできない。本発明においては、逆回転フライホイールを設けるとともに、それが正回転フライホイールの角運動量と大きさが同じでベクトルの向きが反対の角運動量をもつようにすることにより、両者の回転変動が相殺しあって機関のロール振動を発生させない。

その具体的なメカニズムを次に述べる。駆動歯車と歯合して逆回転する歯車には逆回転フライホイールを駆動するための力が作用するが、その力が前記逆回転する歯車の回転軸から機関本体に伝えられる。クランク軸との距離を腕とする前記力

のモーメントは、内燃機関のピストンに作用する爆発行程における側圧力に起因するロール振動のモーメントを打消す作用をするので、ロール振動の加振力となる主要な2つのモーメントが相殺されて、機関本体のロール振動が大巾に減少する。

〔実施例〕

本発明の第1の実施例を示す第1図～第3図において、1は内燃機関のクランク軸で、その軸端1aはそれを軸承する機関本体2の開口2aから外部に突出して、本体2の外部において通常の正回転フライホイール3が一体的に取付けられている。正回転フライホイール3は、例えば図示されないスタータモータのピニオンに係合するリングギヤを兼ねることができ、その場合は外周縁等に歯車としての歯が形成される。

本発明の特徴に対応するものとして、クランク軸の軸端1aの一部には駆動歯車4がキー等によって一体的に取付けられており、その周縁に常時歯合する第1のアイドル歯車5が1個以上(図示

例では4個)、機関本体1に支持されたアイドル歯車軸6上で回転可能に軸承されて設けられる。第1のアイドル歯車5のピッチ円直径は駆動歯車のそれに比して小さいので、歯車4及び5は増速歯車列を構成する。第1のアイドル歯車5はそれよりもピッチ円直径の大きい同軸の第2のアイドル歯車7と一体化されており、第2のアイドル歯車7は冠状の内歯車として形成された被駆動歯車8と常時歯合している。被駆動歯車8はクランク軸の軸端1a上に設けられた軸受9により回転自由に支持され、クランク軸1から直接に駆動されることはない。

第1の実施例における被駆動歯車8は、本発明の特徴の一つである逆回転フライホイール10を構成するものであって、歯車4・5・7を介してクランク軸1から駆動される場合に、歯車4・5・7等と協同してクランク軸の軸端1aに直結された正回転フライホイール3に対して回転方向が逆で正回転フライホイール3の慣性モーメントと等しい大きさの等価慣性モーメント I_r 。(クランク

軸1からみた)を持つように、それ自体の慣性モーメント I_r の値や、駆動歯車列4-5-7-8の歯車比が設定される。

したがって、このようにして構成されたフライホイール装置が内燃機関によって駆動されるときは、逆回転フライホイール10である被駆動歯車8は、正回転フライホイール3が有する角運動量と大きさが同じでベクトルの向きが反対の角運動量を、クランク軸1に関して有することになる。そしてクランク軸1に内燃機関の宿命であるねじり振動が加わって2つのフライホイール3及び10が回転変動を起こし、それぞれの角運動量に変化が生じて、それらの変化量は互いに大きさが同じで向きが反対のベクトル量になるから、それらによる影響は相殺されてしまい、フライホイールの角運動量の変化による機関本体2のロール振動が発生しなくなる。

この場合さらに有利なことは、アイドル歯車5及び7の軸6には、駆動歯車4から逆回転フライホイール10を構成する被駆動歯車8へ回転力が伝

達される際に、第2図に示すように駆動歯車4のピッチ円4aの周方向に作用する駆動力 F_1 と、被駆動歯車8のピッチ円8aの周方向に作用する駆動反力 F_2 とがアイドル歯車5及び7に作用してアイドル歯車軸6を $F_1 + F_2$ なる力によってクランク軸1のまわりに回動させようとするものである。

アイドル歯車軸6は機関本体2に支持されているから、 $F_1 + F_2$ なる力は機関本体2をクランク軸1のまわりに回動させようとするモーメントを発生し、アイドル歯車軸6が図示例のように4個あれば、 $F_1 + F_2$ の4倍の力がクランクシャフト1とアイドル歯車軸6との距離 l_1 を腕として $4l_1(F_1 + F_2)$ なるモーメントを生じ(もし歯車軸6が唯1つであれば図示例の場合の $(F_1 + F_2)$ の4倍の力が全て軸6に作用する。)、これが第3図に示すようにピストン11の側圧力 F によるクランク軸1とピストンピン12との距離 l_2 を腕とするロール振動のモーメント $F \cdot l_2$ と拮抗すれば、側圧力 F による機関本体2のロール振動

は生じなくなる。もし完全に同じ値のモーメントが生じなくても、ロール振動が減衰することは明らかである。

なお、第3図において $P \cdot A$ は機関の爆發圧力 P が面積 A のピストン11の頂面に作用して縦軸方向に発生するピストンの駆動力、 F はコンロッド13の方向に向う駆動力 $P \cdot S$ の分力である。次に、本発明のフライホイール装置の設計のために、前述の逆回転フライホイール10（被駆動歯車8）が必要とする慣性モーメントと等価慣性モーメントとの関係を詳細に説明する。まず、記号文字を次のように定義する。

I_a クランク軸直結フライホイール3の慣性モーメント

I_r 逆回転フライホイール8の慣性モーメント

I_{r_0} 逆回転フライホイール8のクランク軸1からみた等価慣性モーメント

r_a 駆動歯車4のピッチ円4aの径

r_{p1} 第1のアイドル歯車5のピッチ円の径

r_{p2} 第2のアイドル歯車7のピッチ円の径

r_r 逆回転フライホイール8の内歯のピッチ円8aの径

ω_a クランク軸1の回転速度

ω_r 逆回転フライホイール8の回転速度

a クランク軸1と、逆回転フライホイール8の回転数比

（なお、駆動歯車1やアイドル歯車5・7の慣性モーメントは、相対的に小さいとして無視する。）

まず、 ω_a と ω_r の関係は

$$\omega_r = a \cdot \omega_a \quad (1)$$

a は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} a &= (r_a \cdot r_{p2}) / (r_{p1} \cdot r_r) \\ &= (r_a \cdot r_{p2}) / (r_{p1} \cdot (r_a + r_{p1} + r_{p2})) \end{aligned} \quad (2)$$

I_a と I_r の角運動量は、それぞれ $I_a \cdot \omega_a$ と $I_r \cdot \omega_r$ であり、これらが、互いに等しい時、機関本体2へのロール振動強制力が消去される。したがって、必要な I_r の大きさは、次式で与えられる。

$$I_r = I_a \cdot \omega_a / \omega_r = I_a / a \quad (3)$$

クランク軸1から見た、逆回転フライホイール8の等価慣性モーメント I_{r_0} は次式で与えられる。

$$I_{r_0} = I_r \cdot a^2 \quad (4)$$

クランク軸全体としてみた時の、等価慣性モーメントは、

$I_a + I_{r_0} = I_a + I_r \cdot a^2$ となり、従来よりも増加するので、従来の値で十分であれば I_a を小さくすることができる。

本発明の第2の実施例を第4図及び第5図に示す。第1図～第3図に示した第1の実施例と実質的に同じものには、同じ符号を付けている。第2の実施例が第1の実施例と異なる点は、アイドル歯車がない点と逆回転フライホイールの構造が異なることで、この場合は駆動歯車4が、機関本体2に支持された被駆動歯車軸14上に軸承されている被駆動歯車15を直接に増速して逆回転駆動するようになっている。そして被駆動歯車15には一体的に所定の慣性モーメントを有する追加のフライ

ホイール16が付設されており、被駆動歯車15と追加のフライホイール16とが一体となって、本発明の逆回転フライホイール10を構成する。そのために、被駆動歯車15と追加のフライホイール16が、合わせてフライホイール3の慣性モーメント I_a に見合う大きさのクランク軸1からみた等価慣性モーメント I_{r_0} を与えられている。追加のフライホイール16は歯車列4-15によって増速駆動されるので、それ自体の慣性モーメント I_r は比較的小さくてよいのである。

第2の実施例では、逆回転フライホイール10はクランク軸1の軸線と離れた被駆動歯車軸14上に支承されて、その位置で回転する。この例のように、逆回転フライホイール10は、正回転フライホイール3に近接させて同軸線上に設ける必要はないので、空きスペースを利用して設けることができる。しかし、ピストン11の側圧力 F に起因するロール振動を打消すモーメントを発生させるために、被駆動歯車軸14とクランク軸1の間の距離 (l_1) はモーメントの腕の長さとなるので、

この距離 (l_1) がいくらであってもよいという訳ではない。このようにして構成された第2の実施例は、前述の第1の実施例と同じ原理によるものであるから、略同様な作用、効果を奏する。但し、この場合は、第1の実施例における駆動反力 F_2 は発生しないので、ピストンの側圧力によるロール振動を打消す作用は駆動歯車4から被駆動歯車15へ伝えられる駆動力 F_1 と距離 l_1 とによって大きさが決まるモーメントによって生じる。

〔発明の効果〕

本発明を実施すれば、クランク軸の回転変動により生ずる機関本体のロール振動の加振力が打消されると共に、ピストンの側圧力により生じるロール振動の加振力も同時に打消されるので、主要な2つの加振力が減衰することによって内燃機関のロール振動は大幅に減少し、それを搭載した自動車等においては、体に感じる不快な振動や騒音等が除去されて乗心地が向上する。

16…追加のフライホイール。

特許出願人

トヨタ自動車株式会社

特許出願代理人

弁理士 青 木 朗

弁理士 石 田 敬

弁理士 辻 本 重 喜

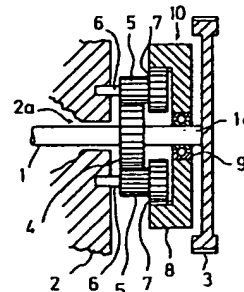
弁理士 山 口 昭 之

弁理士 西 山 雅 也

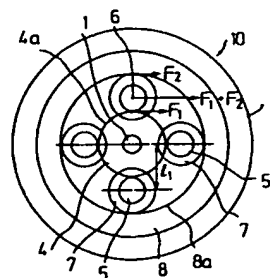
4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の第1の実施例を示す正断面図、第2図は同じく側面図、第3図は第1の実施例によるフライホイール装置の作用を説明するため、に内燃機関の本体をも含めて示した模式図、第4図は第2の実施例を示す正断面図、第5図は同じく側面図である。

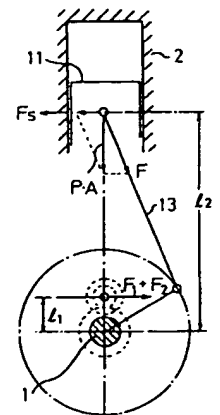
- | | |
|----------------|------------|
| 1…クランク軸、 | 1 a…軸端、 |
| 2…機関本体、 | 2 a…開口、 |
| 3…正回転フライホイール、 | |
| 4…駆動歯車、 | 4 a…ピッチ円、 |
| 5…第1のアイドル歯車、 | |
| 6…アイドル歯車軸、 | |
| 7…第2のアイドル歯車、 | |
| 8…被駆動歯車、 | 8 a…ピッチ円、 |
| 9…軸受、 | |
| 10…逆回転フライホイール、 | |
| 11…ピストン、 | 12…ピストンピン、 |
| 13…コンロッド、 | 14…被駆動歯車軸、 |
| 15…被駆動歯車、 | |



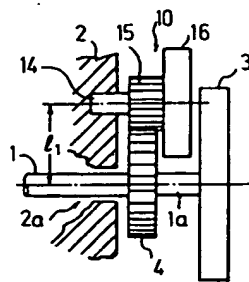
第 1 図



第 2 図

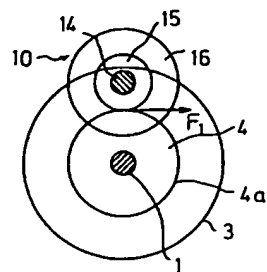


第 3 図



第 4 図

- 1...クランク軸
- 2...機関本体
- 3...正回転フライホイール
- 4...駆動歯車
- 10...逆回転フライホイール
- 14...被駆動歯車軸



第 5 図